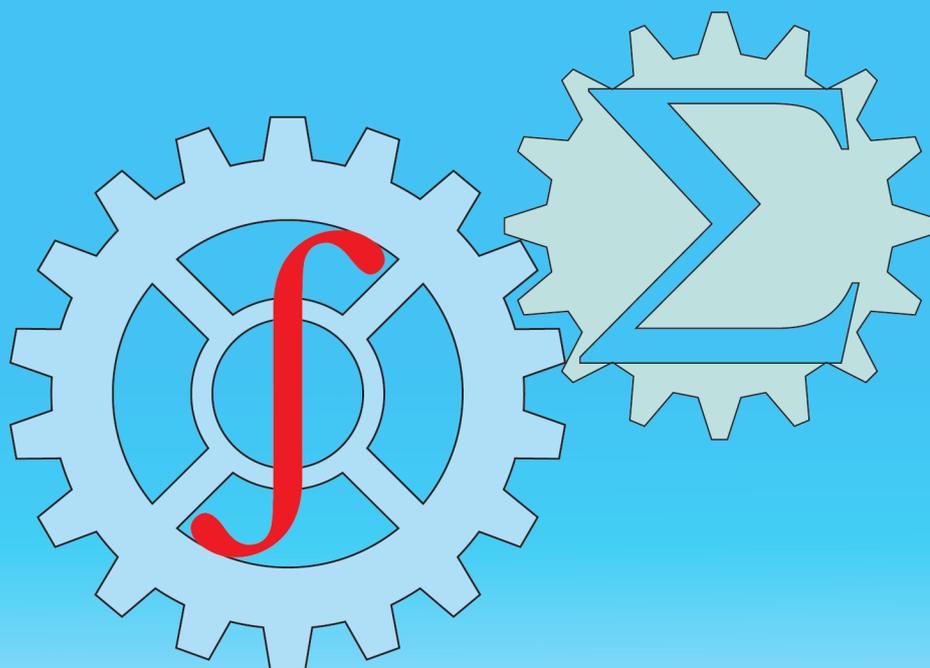




ISSN: 2010-7250
Published from 1992

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
Mechanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti

МЕХАНИКА МУАММОЛАРИ ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ PROBLEMS OF MECHANICS



2025
Volume 34
No: 4

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

4

2025

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2025

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор – докт. физ.-мат. наук, проф. К.С. СУЛТАНОВ
Заместитель главного редактора – докт. физ.-мат. наук Р.А. АБИРОВ
Заместитель главного редактора – PhD Н.А. НИШОНОВ
Ответственный секретарь – докт. тех. наук М.М. ХАМДАМОВ

Абдикаримов Р.А. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Мирсаидов М. д.т.н., проф., академик АН РУз (Ташкент)
Абдусаттаров А. д.т.н., проф. (Ташкент)	Мухаммадиев Д.М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Азимов Д. д.т.н., проф. (США)	Панахов Г.М. д.т.н., проф., член-корр. НАНА (Баку)
Алдошин Н.В. д.т.н., проф. (Москва)	Паровик Р. д.ф.-м.н. (Петропавловск-Камчатский)
Алимухамедов Ш.П. д.т.н., проф. (Ташкент)	Ризаев А.А. д.т.н., проф. (Ташкент)
Ахмедов А.Б. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Сагдиев Х.С. к.т.н. (Ташкент)
Бахадиров Г.А. д.т.н., проф. (Ташкент)	Сирожиддинов З. д.т.н., проф. (Самарканд)
Быковцев А.С. д.ф.-м.н., проф. (США)	Старовойтов Э.И. д.ф.-м.н. (Гомель, Беларусь)
Ватин Н.И. д.т.н., проф. (Санкт-Петербург)	Тохилов Ш.М. к.ф.-м.н. (США)
Дусматов О.М. д.ф.-м.н., проф. (Самарканд)	Тухтакузиев А.Т. д.т.н., проф. (Ташкент)
Зубарев А.Ю. д.ф.-м.н., проф. (Екатеринбург)	Юлдашев Ш.С. д.т.н., проф. (Наманган)
Исмоилова С.И. д.т.н., проф. (Ташкент)	Худайкулиев Р.Р. к.т.н. (Ташкент)
Казанцев С.П. д.т.н., проф. (Москва)	Хужаев И.К. д.т.н., проф. (Ташкент)
Кузнецов С.В. д.ф.-м.н., проф. (Москва)	Хужаёров Б.Х. д.ф.-м.н., проф. (Самарканд)
Маликов З.М. д.т.н., проф. (Ташкент)	Хусанов Б.Э. д.т.н. (Ташкент)
Мамасаидов М.Т. д.т.н., проф., академик НАН КР (Ош)	Шардаков И.Н. д.ф.-м.н., проф. (Пермь)
Мардонов Б.М. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Эргашов М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Матвеев В.П. д.т.н., проф., академик РАН (Пермь)	Ювмитов А.С. д.т.н., с.н.с. (Ташкент)

Адрес редакции:

*100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 40.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз*

*Телефон: +99855 520-02-45
+99855 520-04-46*

E-mail: instmechofficial@gmail.com

Технический редактор: Михайлова В.В.

Журнал зарегистрирован Агентством по печати и информации Республики Узбекистан 22.12.2006 г.
Регистрационный номер 0050.

Номер одобрен на заседании редакционной коллегии журнала 25.12.2025
Сдано в набор 15.12.2025. Подписано в печать 29.12.2025.
Формат 60×84 1/8. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.- печ. л. 6.5. Уч.-изд. л. 6.82. Тираж 130.
Цена договорная.

Отпечатано в типографии ООО "Munis design group":
100170, г. Ташкент, ул. Буз-2, презд, дом 17-А.

СИНТЕЗ КОМБИНИРОВАННЫХ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Абдукаримов А., Рахмонов Х.Н

*Институт механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: abdulalam54@gmail, comxushnudbekrahmonov1994@gmail.com*

Аннотация. Работа относится к разработке метода синтеза комбинированных зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов (КЗРДПМ). Метод показан на примере одной модификации КЗРДПМ. Рассматривается комбинированный зубчато-рычажный передаточный механизм дифференциального типа, который состоит из зубчато-рычажных и цепных частей. Рычажный контур рассматриваемого КЗРДПМ состоит из рычажного четырехзвенника или кривошипно-ползунного механизма. Такой передаточный механизм может быть применен в технологических машинах с переменным межосевым расстоянием рабочих валов с большими диаметрами. Валковые машины с переменным межосевым расстоянием рабочих валов широко применяются в таких отраслях промышленности, как горнодобывающая, сельскохозяйственная, кожевенная, металлургическая и др. Эти валковые машины имеют разнообразные передаточные механизмы между рабочими валами. Эти механизмы используются для передачи вращательного движения с одного рабочего вала на другой рабочий вал. Геометрическая часть синтеза механизма выполнена с учетом минимальных и максимальных межосевых расстояний в момент выполнения технологического процесса и в момент ремонтно-профилактических работ. Кинематическая и динамическая части синтеза механизма выполнены в зависимости от передаваемого крутящего момента КЗРДПМ с учетом динамических факторов, таких как углы давления между звеньями рычажного контура КЗРДПМ.

Ключевые слова: синтез, комбинированный, зубчато-рычажный, механизм, угол давления, дифференциал, рабочий вал.

Введение В различных отраслях промышленности очень широко применяются валковые машины. Существует много валковых технологических машин, у которых во время выполнения технологического процесса межосевое расстояние рабочих валов меняется. Межвалковый передаточный механизм таких валковых машин, передающий крутящий момент от одного рабочего вала к другому рабочему валу должен обеспечить некоторые условия, предъявляемые к передаточному механизму. Например, зубчатый и дифференциальный зубчато-рычажный механизмы передачи машины для обработки стеблей луба и кенафа [1], дифференциальный зубчато-рычажный механизм передачи, применяемый в уборочном аппарате вертикально шпиндельной хлопкоуборочной машины, зубчатый механизм передачи, применяемый в горизонтальной отжимной машине ВОПМ-1800-К, зубчато-рычажный дифференциальный механизм передачи, применяемый в тянульно-мягчильной машине ТМПХ-1800-К, цепной механизм передачи отжимной машины Чешской фирмы “Свит” [2] и др. предназначены для передачи крутящего момента с одного рабочего вала на другой рабочий вал с постоянным передаточным числом; они обеспечивают постоянство передаточного отношения только при постоянном межосевом расстоянии рабочих валов, а в момент изменения межосевого расстояния рабочих валов, передаточное отношение механизма меняется, что приводит к нарушению выполнения агротехнических и технологических требований, предъявляемых к этим машинам. Такие нарушения, в конечном счете приводят к ухудшению качества обрабатываемого материала, иногда к их порче, а также к снижению производительности и уменьшению долговечности машин [1]. Таких примеров можно привести много. Такие недостатки в проектировании допущены из-за недостаточной исследованности валковых технологических машин с переменным межосевым расстоянием рабочих валов в целом и их исполнительных механизмов, в частности, межвалковых передаточных механизмов. Причиной недостаточности исследований является отсутствие методов структурного, кинематического, динамического анализа и синтеза этих передаточных механизмов. Эту проблему в валковых технологических машинах можно решить с помощью применения ЗРДПМ и разработкой методов их анализа и синтеза. Нами созданы комбинированный зубчато-рычажный дифференциальный передаточный механизм и его модификации и получены патенты на изобретение и полезные модели [3, 4]. Также разработаны методы их структурного, кинематического, динамического анализа [5]. В данной статье описан метод

синтеза созданного нами КЗРДПМ. С помощью этого метода предотвращаются вышеуказанные недостатки в проектировании некоторых валковых технологических машин. Разработанный нами передаточный механизм является комбинированным зубчато-рычажным передаточным механизмом дифференциального типа. В технике зубчато-рычажные механизмы известны очень давно. Однако только в последние годы учеными выявлены некоторые замечательные свойства этих механизмов. Выявленные свойства позволяют считать их одними из наиболее перспективных механизмов для создания современных машин и приборов [6].

Нами рассматривается комбинированный зубчато-рычажный дифференциальный передаточный механизм, у которого вращательное движение входного звена преобразовывается во вращательное движение в обратном направлении. Создание новых комбинированных зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов для валковых машин с переменным межосевым расстоянием рабочих валов различных конструкций, разработка методов синтеза вновь созданных механизмов для схем валковых машин с дугообразным и прямолинейным движением центров вращения ведомого колеса, а также создание классификации валковых машин и передаточных механизмов применительно к этим валковым машинам, является предметом нашего исследования в будущем.

Постановка задачи. Разработка относится к машиностроительной промышленности и может быть применена в технологических валковых машинах с переменным межосевым расстоянием рабочих валов с большими диаметрами и в технологических валковых машинах с большим изменением межосевого расстояния рабочих валов. Схемы разработанного комбинированного дифференциального передаточного механизма, предназначенного для передачи вращательного движения с одного рабочего вала на другой рабочий вал технологической машины с большими диаметрами рабочих валов и в технологических валковых машинах с большим изменением межосевого расстояния рабочих валов показаны на рис. 1 и 2.

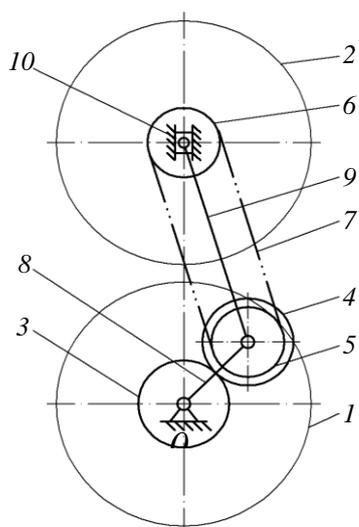


Рис.1. Схемы комбинированного дифференциального передаточного механизма (вид сбоку)

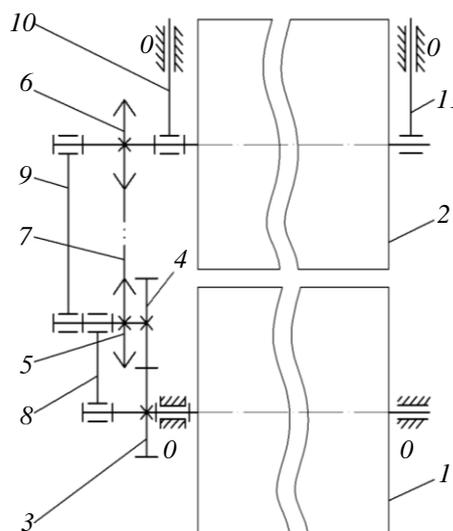


Рис.2. Схемы комбинированного дифференциального передаточного механизма

Предлагаемый дифференциальный передаточный механизм состоит из следующих звеньев: станины (неподвижное звено) 0; ведущего рабочего вала 1; ведомого рабочего вала 2; ведущего зубчатого колеса 3; ведомого зубчатого колеса 4; ведущей звездочки 5; ведомой звездочки 6; бесконечной цепи 7; рычагов 8, 9, 10 и 11. Предлагаемый дифференциальный

передаточный механизм работает следующим образом: крутящий момент от ведущего рабочего вала 1 на ведомый рабочий вал 2 передается посредством ведущего зубчатого колеса 3; ведомого зубчатого колеса 4; ведущей звездочки 5; бесконечной цепи 7; ведомой звездочки 6. Когда между ведущим рабочим валом 1 и ведомым рабочим валом 2 попадает обрабатываемый материал с переменной толщиной, меняется межосевое расстояние O_1O_3 (рис. 2). При этом оси O_2 и O_3 меняют свои положения, ось O_2 перемещается вокруг оси O_1 , а ось O_3 перемещается вертикально по линии, проходящей через точки O_1O_3 . Рычаг 8 обеспечивает постоянство межосевого расстояния O_1O_2 ведущего зубчатого колеса 3 и ведомого зубчатого колеса 4, шарнирно связав оси этих зубчатых колес. Рычаг 9 обеспечивает постоянство межосевого расстояния O_2O_3 ведущей звездочки 5 и ведомой звездочки 6, шарнирно связав оси этих звездочек. Бесконечная цепь 7 передает крутящий момент от ведущей звездочки 5 к ведомой звездочке 6. Ведомая звездочка 6, жестко закрепленная к выходному концу ведомого рабочего вала 2, передает крутящий момент этому рабочему валу. Рычаги 10 и 11 шарнирно связывают ось ведомого рабочего вала 2 и ведомой звездочки 6 (O_3) со станиной (0).

Синтез механизма. На рис. 3. приведена расчетная схема синтеза разработанного нами комбинированного зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма. На рис. 4. приведена расчетная схема синтеза рычажного контура этого механизма. Из ранее выполненного нами кинематического и динамического анализа рассматриваемого передаточного механизма для двухвалкового модуля с прямолинейным перемещением центра вращения верхнего рабочего вала видно, что для выполнения главного условия при проектировании двухвалкового модуля с одинаковыми диаметрами рабочих валков, необходимо следующее:

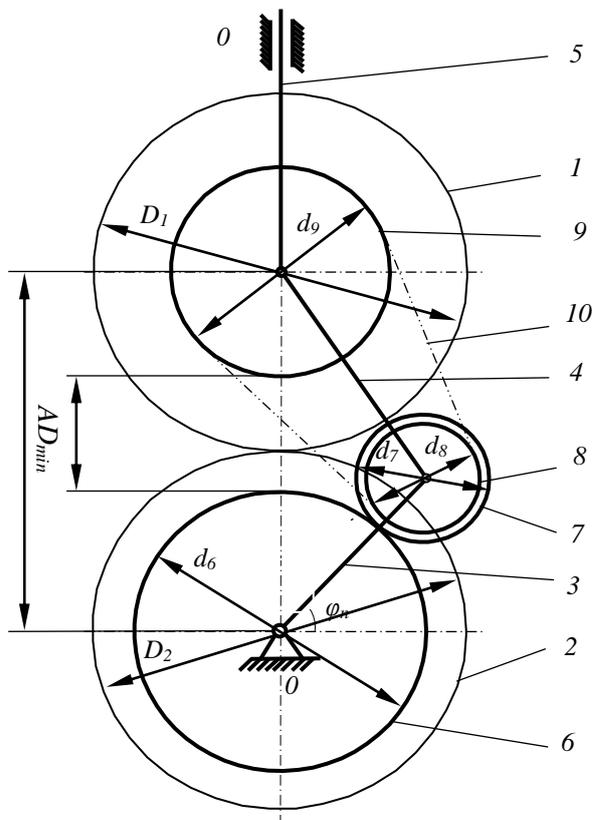


Рис. 3. Расчётная схема синтеза зубчато-рычажного передаточного механизма рычажным контуром. 0–стойка, 1, 2–рабочие валы 3, 4, 5–рычаги, 6, 7 – зубчатые колеса, 8, 9 – звёздочки, 10 – цепь

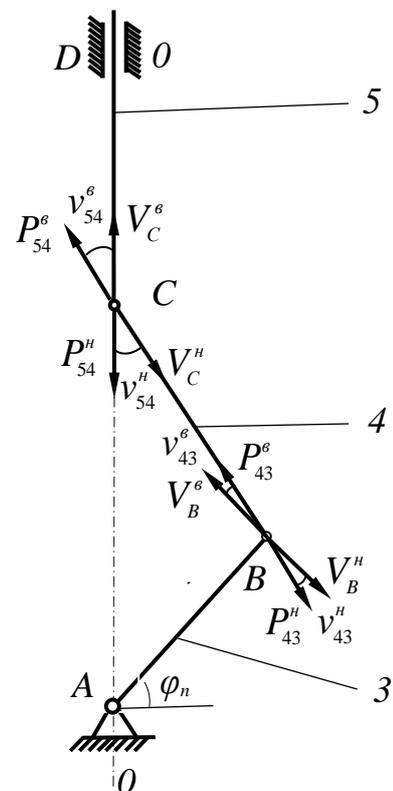


Рис. 4. Расчётная схема синтеза рычажного контура передаточного механизма

1. Зубчатая часть КЗРДПМ должна состоять из пары зубчатых колес, если зубчатые колеса имеют внешние зацепления. 2. Число зубьев зубчатых колес может быть одинаковым или неодинаковым. 3. Рычажный контур зубчато-рычажного механизма должен быть коромыслово-ползунным механизмом. 4. Коромыслово-ползунная часть механизма должна быть аксиальной. 5. Механизм должен обеспечивать изменение межосевого расстояния рабочих валов при выполнении технологического процесса на величину W_1 , а при ремонтно-профилактической работе валковой машины на величину W_2 . 6. Передаточное отношение цепной части КЗРДПМа должно быть обратно пропорционально зубчатой части механизма, если диаметры рабочих валов между собой равны. 7. Во время выполнения технологического процесса углы давления между рычажными звеньями должны быть меньше допустимых. 8. Диаметры окружностей вершин зубьев ведущего зубчатого колеса и ведомой звездочки должны быть меньше минимального диаметра рабочих валов на гарантийный зазор между вершинами зубьев ведущего зубчатого колеса и ведомой звездочки.

Предположим, что необходимо спроектировать валковую машину с диаметрами рабочих валов D_{θ_1} и D_{θ_2} с изменением межосевого расстояния в процессе работы на величину W_1 , в процессе ремонтно-профилактических работ на величину W_2 . На основании выше приведенных условий можно записать:

$$D_{\theta} = D_{\theta_1} = D_{\theta_2}, \quad (1)$$

$$AD_{p.max} = D_{\theta} + W_1, \quad (2)$$

$$AD_{p.min} = D_{\theta}, \quad (3)$$

$$AD_{n.max} = D_{\theta} + W_2, \quad (4)$$

$$AD_{n.min} = D_{\theta}, \quad (5)$$

$$D_a = D_{a_1} = D_{a_2}, \quad (6)$$

$$D_a = D_{\theta} - \Delta. \quad (7)$$

где D_{θ_1} и D_{θ_2} - диаметры ведущего и ведомого рабочих валов, соответственно; $AD_{p.max}$ и $AD_{p.min}$ - максимальное и минимальное межосевые расстояния рабочих валов при выполнении технологического процесса; $AD_{n.max}$ и $AD_{n.min}$ - максимальное и минимальное межосевые расстояния рабочих валов при ремонтно-профилактических работах; D_{a_1} и D_{a_2} - диаметры окружностей вершин зубьев ведущего зубчатого колеса и ведомой звездочки; Δ - гарантийный зазор между вершинами зубьев ведущего зубчатого колеса и ведомой звездочки.

Ориентир на вершины зубьев ведущего зубчатого колеса и ведомой звездочки в начале проектирования продиктован тем, что при изменении межосевого расстояния рабочих валов рычаги, поддерживающие промежуточные колеса и звездочки, испытывают нагрузку от силы инерции, зависящий от массы и ускорения центров вращения этого зубчатого колеса и звездочки. Поэтому при большом ускорении изменения межосевого расстояния целесообразно геометрические параметры ведущего зубчатого колеса и ведомой звездочки принять максимальными, а диаметры промежуточных зубчатых колес звездочки минимальными. Исходя из наибольшего момента, передаваемого зубчатыми колесами, определяем предварительное межосевое расстояние зубчатых колес (a_p), предварительную ширину зубчатых колес (b_p) и предварительный модуль зуба (m_p). Так как у нас в условиях даны диаметры вершин зубьев ведущего зубчатого колеса и ведомой звездочки, то мы можем определить предварительный делительный диаметр этих зубчатых колес. Передаточное число i определяют при разбивке общего передаточного отношения по ступеням. В нашем случае, $i = 1$. Коэффициент ширины (ψ_a) выбирают по условиям, указанным в [7].

Предварительное межосевое расстояние [9] равно:

$$a_p = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H] \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T'_a}{\psi_a}}, \quad (8)$$

где $K=315$ для прямозубых передач; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение; T'_a - расчетный момент; $T'_p = T_{HE} \cdot R'_H = T_{max} \cdot K_{HD} \cdot K'_H$; T_{max} - наибольший момент нормально протекающего технологического процесса, открытые цилиндрические передачи применяют там, где скорость зубчатого колеса менее 1 м/с.

Открытые цилиндрические передачи конструируют узкими колёсами с коэффициентом ширины $\psi_a = 0.1-0.2$. Коэффициенты долговечности K_{HD} и K_{FD} берут равными единице. Знак "+" применяют для внешнего зацепления, знак "-" для внутреннего зацепления [9].

Тогда формула (8) примет следующий вид:

$$a_p = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{315}{[\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{T'_a}{2}}, \quad (9)$$

при этом коэффициенты распределения нагрузки K_{Ha} и динамичности K_{HD} , входящие в формулу (8), считают равными единице.

Одной из особенностей расчета открытых зубчатых передач является их интенсивное изнашивание. Поэтому их изготавливают из нормализованных или улучшенных сталей. Износ открытых передач обычно допускается до 25% от первоначальной толщины, считая по делительной окружности. Прочность на изгиб при этом снижается вдвое [8]. Поэтому допускаемое напряжение уменьшается вдвое, следовательно, формула (9) примет вид [9]:

$$a_p = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{2 \cdot 315}{165}\right)^2 \cdot \frac{T_{max}}{2}} = 2 \cdot \sqrt[3]{7.3 \cdot T_{max}} = 3.88 \cdot \sqrt[3]{T_{max}}. \quad (10)$$

Следовательно, допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ определяется из [9]:

$$[\sigma_H] = [\sigma_F] = \frac{\sigma_F^{\circ} \lim}{S_F}, \quad (11)$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение на изгиб; $[\sigma_F^{\circ} \lim]$ – предел длительной выносливости лимитирующего зубчатого колеса, S_F – коэффициент запаса прочности.

Если коэффициент долговечности $K_{HA} = 1$, то лимитирующим зубчатым колесом является ведомое зубчатое колесо.

При реверсивной работе допускаемое напряжение умножают на 0.8. Для стали 40, с термической обработкой нормализацией принимаем: твердость (НВ 180 - 350) НВ=200, $\sigma_F^{\circ} \lim = 1.8HB$; $S_F = 1.75$ [10].

Тогда получим

$$\begin{aligned} \sigma_F^{\circ} \lim &= 1.8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа} \\ [\sigma_H] &= \frac{\sigma_F^{\circ} \lim \cdot 0.8}{S_F} = \frac{360 \cdot 0.8}{1.75} = 165 \text{ МПа} \\ a_p &= 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{2 \cdot 315}{165}\right)^2 \cdot \frac{T_{max}}{2}} = 3.88 \cdot \sqrt[3]{T_{max}}. \end{aligned} \quad (12)$$

Так как у нас в условиях даны диаметры вершин зубьев ведомого и ведущего зубчатых колес, то мы можем определить предварительный делительный диаметр этих зубчатых

колес [9]:

$$d_p = (D_e - \Delta) - 2m_p, \quad (13)$$

также можем определить предварительное число зубьев

$$Z_p = \frac{d_p}{m_p}, \quad (14)$$

Число зубьев Z_p округляем до целого числа Z в сторону уменьшения и определяем предварительный модуль зуба

$$m'_p = \frac{d_p}{Z}, \quad (15)$$

Далее определяем окончательный делительный диаметр

$$d = mZ, \quad (16)$$

окончательный диаметр вершин зубьев и окончательный гарантийный зазор

$$D_a = d + 2m \quad (17)$$

$$\Delta = D_e - D_a. \quad (18)$$

Рассмотрим рычажные контуры зубчато-рычажного механизма.

При проектировании механизма нужно учитывать весьма важный параметр, характеризующий условие передачи сил и работоспособность механизма, такой как угол давления ν . Максимальная величина угла давления не должна превышать допустимое значение, то есть $\nu_{\max} \leq [\nu_{\text{дон}}]$. В рассматриваемом механизме (рис.1) рычажная часть передаточного механизма состоит из коромыслово-ползунного механизма. В кинематической паре С рычажного контура ведущим звеном является рычаг 5, а ведомым рычаг 4. При ходе рычага 5 от точки А углом давления в кинематической паре С является угол ν_{54}^6 (угол между силой \bar{P}_{54}^6 , направленной по звену 4 и вектором скорости \bar{V}_C^6 , направленным по ходу звена 5). При ходе рычага 5 к точке А углом давления в кинематической паре С является угол ν_{54}^H - это угол между силой \bar{P}_{54}^H , направленной по звену 4 и вектором скорости \bar{V}_C^H , направленным по ходу звена 5. Между звеньями 4 и 3 в кинематической паре В углы давления соответственно будут ν_{43}^6 и ν_{43}^H .

Из расчетной схемы видно, что:

$$\nu_{54}^6 = \nu_{54}^H = \nu_{54} \quad (14)$$

$$\nu_{43}^6 = \nu_{43}^H = \nu_{43} \quad (15)$$

$$\angle ABC = \nu_{54} \quad (16)$$

$$\angle CAB = 90 - \varphi_n \quad (17)$$

$$\angle CBA = 90 \pm \nu_{43} \quad (18)$$

$$\nu_{54} + (90 - \varphi_n) + (90 \pm \nu_{43}) = 180^\circ. \quad (19)$$

Откуда можно определить зависимости углов давления от угла положения механизма

$$\varphi_n = \nu_{54} \pm \nu_{43}. \quad (20)$$

Из формул (20) видно, при одном и том же угле положения механизма (φ_n), увеличение угла давления в одной кинематической паре приведет к уменьшению углов давления в другой кинематической паре. Уменьшение угла давления между рычагами 5 и 4 (ν_{54}^H) приведет к увеличению длины рычага 4 или уменьшению длины рычага 3. Поскольку, во время выполнения технологического процесса в КЗРДПМ, звено 3 работает как

коромысло с изменением угла положения, близким к 90 градусам, то возможны три частных случая по отношению длины звеньев механизма:

1-ый случай, длина звена 4 больше, чем длина звена 3

$$L_4 > L_3 \quad (21)$$

2-ой случай, длина звена 4 равна длине звена 3

$$L_4 = L_3 \quad (22)$$

3-ий случай, длина звена 4 меньше, чем длина звена 3

$$L_4 < L_3 \quad (23)$$

Рассмотрим случай 1. Из треугольника ABC можно записать

$$\frac{AB}{\sin v_{54}} = \frac{BC}{\sin(90 - \phi_n)}, \quad (24)$$

где

$$AB = L_3 = \frac{d_6}{2} + \frac{d_7}{2} = \frac{d_6 + d_7}{2} \quad (25)$$

$$BC = L_4. \quad (26)$$

Следовательно,

$$v_{54} = \arcsin\left(\frac{L_3}{L_4} \cos \phi_n\right). \quad (27)$$

Анализ формулы (27) показывает, что при $\phi_n = 0^\circ \cos \phi_n = 1, L_3/L_4 < 1, v_{54} < 45^\circ$.

При $\phi_n = 90^\circ \cos \phi_n = 0, L_3/L_4 < 1, v_{54} > 0$.

Из треугольника ABC также можно записать

$$\frac{AC}{\sin(90 \pm v_{43})} = \frac{BC}{\sin(90 - \phi_n)} \quad (28)$$

$$\frac{AC}{\cos(v_{43})} = \frac{BC}{\cos(\phi_n)}, \quad (29)$$

отсюда

$$\cos(v_{43}) = \frac{AC \cos(\phi_n)}{BC}, \quad (30)$$

следовательно

$$\pm v_{43} = \arccos\left(\frac{AC}{BC} \cos \phi_n\right). \quad (31)$$

Анализ формулы (31) показывает, что при $\phi_n = 0^\circ, AC > BC, \cos \phi_n = 1, v_{43} < 45^\circ$.

При $\phi_n = 90^\circ, AC > BC, \cos \phi_n = 0, v_{43} < 49^\circ$. Из формул (27) и (31) видно, что угол давления в кинематической паре $C(v_{54})$ меняется от 0 до некоторого значения, но не более 90° . А угол давления в кинематической паре $B(v_{43})$ меняется от менее чем 45° до 90° .

Рассмотрим случай 2 с учетом $L_4 = L_3$. Анализируя треугольник ABC , можно констатировать, что угол давления в кинематической паре $C(v_{54})$ меняется от 0° до 90° . Угол давления в кинематической паре $B(v_{43})$ меняется от 0° до 90° .

Рассмотрим случай 3 с учетом $L_4 < L_3$. Анализируя треугольник ΔABC можно констатировать, что угол давления в кинематической паре $C(v_{54})$ меняется от 0° до 90° . А угол давления в кинематической паре $B(v_{43})$ меняется от менее чем 45° до 90° .

Исходя из назначения механизма, 1-ый случай является более рациональным, так как именно в этом случае возможно обеспечить значительное изменение межосевого расстояния рабочих валов и применение рабочих валов с большими диаметрами без увеличения геометрических параметров и силы инерции зубчатых звеньев, а также не превышая

допустимых углов давления между рычагами рычажного контура КЗРДПМ. В расчетах при проектировании, для механизмов только с вращательными кинематическими парами принимают $[v]=45^\circ-60^\circ$, при наличии поступательных кинематических пар $[v]=30^\circ-45^\circ$, следовательно,

$$[v_{54}] = 45^\circ - 60^\circ, \quad (32)$$

$$[v_{43}] = 30^\circ - 45^\circ. \quad (33)$$

Формулы (27) и (31) удовлетворяют условиям (32) и (33) при $\phi_n=45^\circ-30^\circ$.

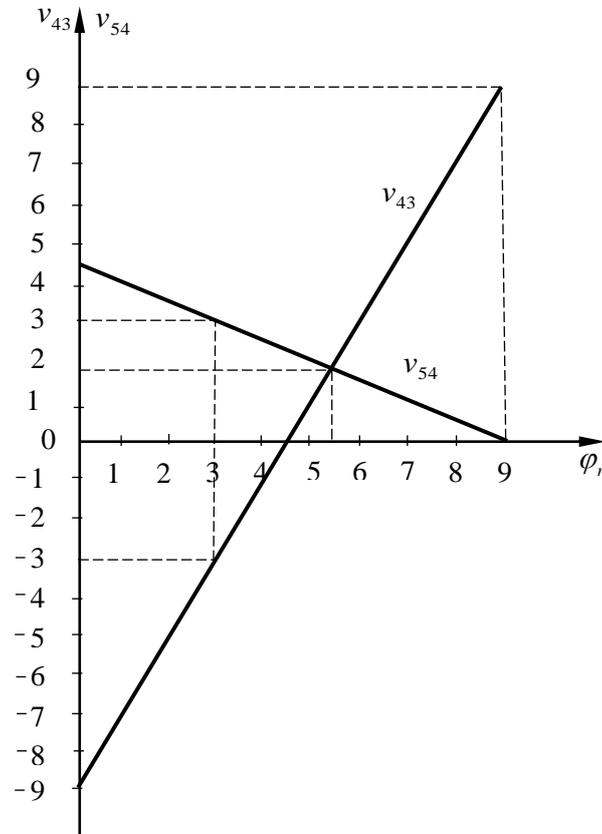


Рис.5. Графики изменения углов давления v_{54} , v_{43} в зависимости от угла положения механизма ϕ_n

На рис. 5 показаны графики изменения углов давления рычажных звеньев механизма v_{54} и v_{43} , в зависимости от угла положения рычажных звеньев механизма ϕ_n . Действительное изменение угла положения рычажных звеньев механизма в рабочем процессе (ϕ_d) должно быть меньше $15^\circ(45^\circ-30^\circ)$. Надо отметить, что величины допустимых углов давления рычажных звеньев $[v_{54}] = v_{54}$ могут быть в интервале от $(-45^\circ) \div (-30^\circ)$ до $(+30^\circ) \div (+45^\circ)$, что соответствует углу положения механизма от 31.8° до 48° по формуле (20). При изменении угла положения механизма от 0° до 90° , углы давления в кинематической паре B меняются от -90° до $+90^\circ$ при $L_4 > L_3$, а при $L_4 = L_3$ углы давления в кинематической паре B меняются от менее чем -45 до $+90$. В первом случае при значении угла $ABC=90^\circ$, углы давления в кинематической паре B равняются нулю ($v_{43}=0$). Кроме того, в первом случае ($L_4 > L_3$) при определенных параметрах L_3 и L_4 при угле $ABC=90^\circ$, угол давления между рычагами 5 и 4 (v_{54}) равняется углу положения механизма (ϕ_n), то есть $\phi_n=v_{54}$. Рассмотрим треугольник ΔABC при угле $ABC=90^\circ$.

Из треугольника ΔABC видно, что

$$(90 - \phi_n) + v_{54} + 90^\circ = 180^\circ. \quad (34)$$

Отсюда

$$\phi_n = v_{54}. \quad (35)$$

Также с учетом

$$\operatorname{tg} v_{54} = \frac{L_3}{L_4} . \quad (36)$$

Угол давления равен:

$$v_{54} = \operatorname{arctg} \left(\frac{L_3}{L_4} \right). \quad (37)$$

Таким образом, оптимальными геометрическими параметрами КЗРДПМ, учитывающими предъявленные технологические требования к проектируемой машине и обеспечивающими требуемое изменение межосевого расстояния рабочих валов и работающими в пределах допустимых углов давления, являются геометрические параметры, определенные следующим образом. Приступим к определению делительного радиуса (r_n) промежуточного зубчатого колеса при угле положения механизма $\phi_n = 45^\circ$ и величине минимального угла положения механизма ($\phi_{n.min}$), удовлетворяющих условию изменения межосевого расстояния в рабочем положении (W_1). Из расчетной схемы (рис. 3) можно записать

$$AD_{p.min} = (r_6 + r_7) \cdot \cos(90 - \phi_{n.max}) + L_4 \cos(\angle ABC) \quad (38)$$

$$AD_{p.max} = (r_6 + r_7) \cdot \cos(90 - \phi_{n.min}) + L_4 \cos(\angle ABC) \quad (39)$$

$$AD_{p.min} = r_6 + r_7 + \Delta \quad (40)$$

$$AD_{p.max} - AD_{p.min} = W_1, \quad (41)$$

где r - делительные радиусы ведущего и ведомого зубчатых колес и ведомой звездочки, соответственно. Из формулы (38) при учете формул (39), (40), (41) получим

$$r_n = r_7 = \frac{d_6 + \Delta - r_6 \sqrt{2}}{2 + \sqrt{2}}, \quad (42)$$

где r_n - делительный радиус промежуточного зубчатого колеса, обеспечивающий $D_a + \Delta = AD_{p.min}$ при угле положения механизма $\phi_n = 45^\circ$. Вычитая из формулы (39) формулу (38) и учитывая формулы (41) и (42), можно записать

$$AD_{p.min} = \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} + \Delta. \quad (43)$$

Подставив в формулу (43) заданную величину W_1 и величину d из формулы (16), определяем $\phi_{n.min}$. Если $\phi_{n.min} \geq [\phi_{n.min} = 30^\circ]$, то произведем дальнейший расчет, если $\phi_{n.min} < [\phi_{n.min} = 30^\circ]$, то, увеличивая Z_n на один зуб, заново определяем $\phi_{n.min}$, так до удовлетворения условия $\phi_{n.min} \geq [\phi_{n.min} = 30^\circ]$.

После удовлетворения условия, приняв полученное значение Z_n , определяем окончательный делительный диаметр промежуточного зубчатого колеса

$$d_n = Z_n \cdot m. \quad (44)$$

Далее определяем длины рычагов и максимальную величину межвалкового расстояния

$$L_3 = \frac{d + d_n}{2}, \quad (45)$$

$$AD_{n.max} = \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} + W_2, \quad (46)$$

$$W_2 = d + 2d_n - D. \quad (47)$$

Межосевое расстояние передачи роликовыми цепями:

Оптимальное значение [9]

$$a = (30 \div 50)t = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ мм} \quad (48)$$

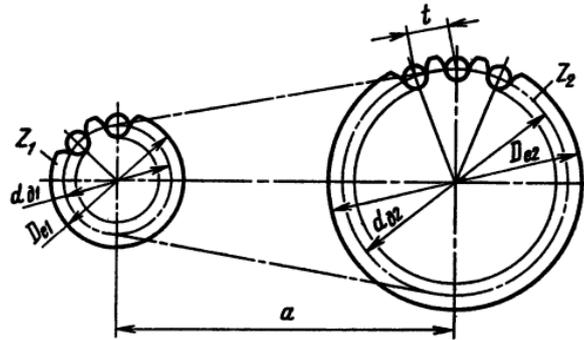


Рис.6. Цепная передача

Максимальное значение $a_{max} = 80 \cdot t = 80 \cdot 15,875 = 1270 \text{ мм}$.

Минимальное значение $a_{min} = 0,6 (D_{e1} + D_{e2}) + 30 \div 50 = 0,6(81 + 151) + 40 = 180 \text{ мм}$.

Здесь D_{e1} и D_{e2} - диаметры наружной окружности звёздочек. По ГОСТ 592-81

$$D_e = t \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 40 \left(0,7 + 5,09 - \frac{0,31}{0,49} \right) = 207,6, \quad (49)$$

где K - коэффициент высоты зуба, зависящий от числа зубьев звездочки; для приводных роликовых цепей $K=0,7$. K_z - коэффициент числа зубьев; $K_z = \text{ctg} (180^\circ/z)$; λ - геометрическая характеристика зацепления; $\lambda = t/D_c$; D_c - диаметр элемента зацепления цепи для роликовых цепей; $D_c = d_1$.

Число звеньев цепи определяется формулой

$$L_t = \frac{L}{t} = 2a_t + 0,5z_c + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \cdot 635 + 0,5 \cdot 46 + \frac{(2,2)^2}{635} = 1293 \text{ мм}, \quad (50)$$

где $a_t = a/t$.

Полученное при расчете значение L_t надо округлить до целого числа (желательно четного, чтобы избежать установки переходного соединительного звена).

После округления числа звеньев определяем межосевое расстояние, выраженное в шагах:

$$a_t = 0,25 \left[L_t - 0,5z_c + \sqrt{(L_t - 0,5z_c)^2 - 8\Delta^2} \right] = 0,25 \cdot (1293 - 0,5 \cdot 46 + \sqrt{(1293 - 0,5 \cdot 46)^2 - 8 \cdot (2,2)^2}) = 635 \quad (51)$$

Итак, расчетное межосевое расстояние, мм, $a_t = a_t$. Холостая ветвь цепи должна свободно провисать примерно на $0,01a$, для этого при монтаже передачи надо предусмотреть возможность уменьшения межосевого расстояния на $0,005a$ [9].

Средняя скорость цепи, м/с

$$v = \frac{n_1 z_1 t}{60 \cdot 10^3} = \frac{15,875 \cdot 16 \cdot 25}{60000} = 0,106 \text{ м/с},$$

где t - в мм; n_1 - в об/мин.

Так как с увеличением скорости цепи возрастают динамические нагрузки (примерно пропорционально квадрату скорости) и ускоряется износ шарниров (примерно пропорционально кубу скорости), то в приводах общего назначения нормальной точности скорость ограничивается $v \leq 10 \text{ м/с}$.

Соответственно этому ограничению может быть определена рекомендуемая предельная частота вращения малой звездочки $[n_1]$ об/мин.

На основании опытных данных [8] в предварительных расчетах можно принимать (при $z_1 \geq 15$) $[n_1] \leq 15 \cdot 10^3/t$, где t в мм.

По тем же соображениям рекомендуется ограничивать число ударов w цепи в секунду при набегании ее на зубья звездочек и сбегания с них [9].

$$w = \frac{4n_1z_1}{60 \cdot L_t} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 16}{60 \cdot 1293} = 0.02, \quad (52)$$

оно не должно превышать допускаемого значения [9]

$$[w] \leq \frac{508}{t} c^{-1}$$

Долговечность цепи, в основном, зависит от среднего давления в шарнирах [9]

$$p = \frac{F_t K_9}{A} = \frac{107.9 \cdot 4.7}{29.29} = 17.3, \quad (53)$$

где F_t - окружное усилие, Н; K_9 - коэффициент, учитывающий конкретные условия монтажа и эксплуатации цепной передачи; A - проекция опорной поверхности шарнира скольжения на плоскость, проходящую через его ось, мм².

По нормам DIN 8195 для цепей типа ПР нормальной точности при расчетной долговечности 100000 ч допускаемые значения $[p]$ в зависимости v , м/с, таковы [9]:

v , м/с	0.1	0.4	1.0	2.0	4.0	6.0	8.0	10
$[p]$ Мпа	32	28	25	21	17	14	12	10

Формула (53) служит для проверочного расчета намеченной цепи - для нее определяют величину A и вычисляют K_9 и затем сравнивают полученное значение p с допускаемым, если условие $p \leq [p]$ соблюдено, то цепь пригодна, в противном случае следует проверить другой вариант цепи, например, если в исходном варианте была предусмотрена цепь типа ПРЛ, то можно проверить цепи ПР или 2ПР, взять цепь с большим шагом или увеличить z_1 [9].

$$A = d(B_{BH} + 2s),$$

где d - диаметр валика, мм, B_{BH} - расстояние между пластинами внутреннего звена, s - толщина пластины. Можно также вычислять A в зависимости от шага цепи: для цепи ПРЛ и ПР $A = 0.28 t^2$, за исключением цепи ПР 15.875-22.7, у которой $A = 0.22 t^2$ и цепей ПР 9.525-9.1 и ПР 12.7-, у которых $A = 0.31 t^2$.

Коэффициент K_9 представляет собой произведение шести множителей [9]:

$$K_9 = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 = 3 \cdot 0.8 \cdot 1.3 \cdot 1 \cdot 1.5 \cdot 1 = 4.7. \quad (54)$$

Коэффициент k_1 учитывает характер изменения нагрузки: при нагрузках, близких к постоянной, без резких колебаний, принимают $k_1 = 1$. Если в процессе эксплуатации нагрузка резко меняется, что сопровождается ударами, то $k_1 = 3$.

Коэффициент k_2 учитывает влияние межосевого расстояния: при $a_t = 30 \div 60$ принимают $k_2 = 1$; при $a_t \geq 60$ значение $k_2 = 0.8$ [9].

Коэффициент k_3 зависит от угла наклона передачи к горизонту: если он меньше 60° , то $k_3 = 1$; при вертикальном расположении $k_3 = 1.3$, для передач с автоматическим регулированием натяжения цепи $k_3 = 1$ при любом угле наклона [9].

Коэффициент k_4 учитывает способ регулирования натяжения: если оно осуществляется автоматически, то $k_4 = 1$, при периодическом регулировании $k_4 = 1.25$ [9].

Коэффициент k_5 учитывает влияние способа смазывания цепной передачи: при непрерывной смазке $k_5 = 0.8 \div 1.0$; при капельной $k_5 = 1.2$; при периодической $k_5 = 1.5$ [9].

Коэффициент k_6 принимают в диапазоне от 1 (при одно-сменной работе) до 1.5 (при трехсменной работе) [9].

Для проектировочного расчета цепной передачи формулу (53) преобразуют, принимая $A = 0.28 t^2$, $F = 2T_1/d_{\delta 1}$, где T_1 - вращающий момент, Н*мм, $d_{\delta 1} = z_1 t / \pi$. После соответствующих

перестановок получаем формулу для определения шага однорядной цепи типа ПРЛ или ПР [9].

$$t \geq 2.8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_2}{z_1 [p]}} = 2.8 \sqrt[3]{\frac{108.5 \cdot 4.7}{16 \cdot 15.875}} = 3.5 \quad (55)$$

Вычисленный по этой формуле шаг t округляют до ближайшего значения его по стандарту, уточняя A .

Рассчитанную по формуле (2) цепь проверяют на прочность, определяя коэффициент запаса прочности [9]:

$$S = \frac{F_B}{F_1 k + F_u + F_f} = \frac{60000}{1414 + 25.98 + 16.2} = 41.2, \quad (56)$$

коэффициент S должен быть не меньше нормативного $[s]$ значения, которое надо выразить в H . F_1 - окружная сила, H ; k_1 - коэффициент, учитывающий изменение нагрузки; его значение дано выше, в пояснении к формуле (54); $F_u = mv^2$ - нагрузка от центробежных сил (m - масса 1 м цепи, кг; v - скорость цепи); F_f - сила от провисания цепи, H [9]:

$$F_f = 9.81 k_f m a = 9.81 \cdot 1 \cdot 2.6 \cdot 635 = 16.2, \quad (57)$$

здесь коэффициент $k_f=1$ при вертикальном расположении передачи и $k_f=6$ при горизонтальном.

Типы цепей и их параметры установлены стандартами [9].

Типы приводных роликовых и втулочных цепей стандартизованы по ГОСТ 13568 - 75.

ПРЛ – роликовые легкой серии, ПР – роликовые нормальной серии, ПРД – роликовые длиннорычажные, ПВ – втулочные, ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами

Цепи ПР выпускают однорядные, 2ПР двухрядные, 3ПР трехрядные, 4ПР четырехрядные.

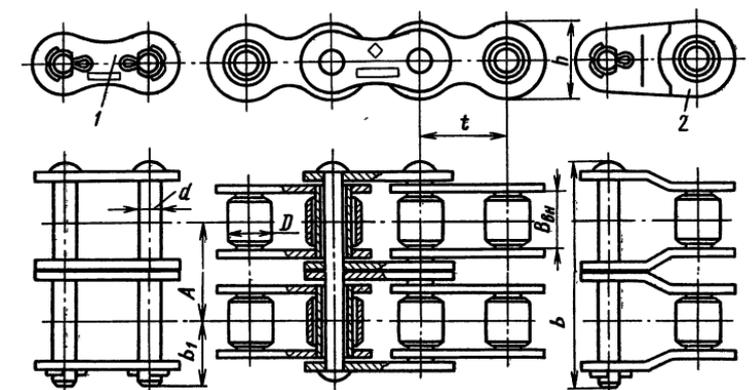


Рис.7. Роликовая цепь ГОСТ-13568-75

Принимаем роликовую 2ПР двухрядную цепь нормальной серии.

По ГОСТ 13568 – принимаем:

Шаг цепи $t=12.7$. Ширина ролика $B_{BH}=7.75$. Диаметр втулки $d=4.45$. Диаметр ролика $d=8.5$. $h=11.8$. $b=35$. $b_1=11$. $A=13.92$. Разрушающая нагрузка 31.8 кН. Масса 1 м цепи 1.4 кг.

Заключение. Разработан метод синтеза комбинированного зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма применительно к двухвалковым машинам с переменным межосевым расстоянием рабочих валов в случае перемещения центров вращения свободного рабочего вала по прямой, проходящей через оси вращения рабочих валов. Выведены формулы для определения оптимальных углов положения КЗРДПМ в процессе выполнения технологического процесса в зависимости от углов давления в кинематических парах рычажного контура механизма. Определены величины углов положения механизма, соответствующие допустимым величинам углов давления в

кинематических парах. Выведены формулы для определения геометрических параметров КЗРДПМ в зависимости от геометрических параметров двухвалковой технологической машины и технологических требований к этой машине, которые выражаются величиной максимального изменения межвалкового расстояния в момент выполнения технологического процесса и в момент выполнения ремонтно-профилактических работ, а также в зависимости от передаваемого крутящего момента зубчатыми колесами с учетом динамических факторов, таких как рациональные углы давления рычажных контуров.

Работа выполнена при поддержке и за счет бюджетных средств Академии наук Республики Узбекистан и Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т.Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Кузнецов Г.К., Смирнов Б.И. Проектирование машин первичной обработки лубяных волокон. М. : Машиностроение, 1967, 270 с.
- [2] Бурмистров А.Г. Машины и аппараты производства кожи и меха. М. : КолосС, 2006, 384 с
- [3] Дифференциальный передаточный механизм : пат. на изобретение РУз № IAP 06400 / А. Абдукаримов, Г. А. Бахадиров, Ш. Р. Хурамов [и др.]. Опубл. 29.01.2021, Бюл. № 1.
- [4] Patent Uz № FAP 2800. Differensial uzatish mexanizmi// Abdulkarimov A., Bahadirov G.A., Rakhmonov X., Abdullajonov A.A., Madaminov S.M., Akhborotnoma. 12.02.2025. №10.
- [5] Бахадиров Г.А. Механика отжимной валковой пары. Т. : Фан, 2010, стр. 113—137, 156 с.
- [6] Фатеев, Н. А. Определение условных скоростей и угловых ускорений звеньев плоских зубчато-рычажных механизмов // Материалы XXXVIII научно-технической конференции по итогам работы профессорско-преподавательского состава СевКавГТУ. Том первый. Естественные и точные науки. Технические и прикладные науки. Ставрополь : СевКавГТУ, 2009, 218 с.
- [7] Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. М. : Высшая школа, 1985, стр. 177—178, 279 с.
- [8] Abdulkarimov A., Madaminov S., Abdullajonov A. Synthesis of a ten-link tooth-lever differential roller transmission mechanism // E3S Web of Conferences. – EDP Sciences, 2021, Vol. 304, P. 02010.
- [9] Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие для вузов. М.: Машиностроение, 1984, 560 с.
- [10] Шапкин, А. С. Регулируемые зубчато-рычажные и волновые механизмы. Воронеж: Изд-во Воронежского ун-та, 1987, стр. 89—106, 248 с

Дата поступления
04.09.2025

Abdulkarimov A., Raxmonov X.N. Kombinatsiyalangan tishli-richagli differensial uzatish mexanizmlarini sintez qilish Annotatsiya. Tadqiqot ishida kombinatsiyalashgan tishli-richagli differensial uzatish mexanizmini (KTRDUM) sintez qilish usulini ishlab chiqishga bag'ishlangan. Ushbu metod KTRDUM ning bitta modifikatsiyasi misolida ko'rsatilgan. ko'rib chiqilayotgan differensial turidagi kombinatsiyalashgan tishli-richagli zanjirli differensial uzatish mexanizmi tishli g'ildirak, richag va zanjirli qismlardan tashkil topgan. Ko'rib chiqilayotgan KTRDUM ning richagli konturi to'rt bo'g'in yoki krivoship-polzunli mexanizmdan iborat. Bunday uzatish mexanizmi katta diametrli ishchi vallarining o'qlararo masofasi o'zgaruvchan bo'lgan texnologik mashinalarda qo'llanilishi mumkin. Ishchi vallarining o'qlararo masofasi o'zgaruvchan bo'lgan valli mashinalar sanoatning tog'-kon sanoati, qishloq xo'jaligi, charm, metallurgiya va boshqa sohalarida keng qo'llaniladi. Ushbu valli mashinalarning ishchi vallar orasida turli xil uzatish mexanizmlariga mavjud. Bu mexanizmlar aylanma harakatni bir ishchi valdan ikkinchi ishchi valga uzatishda qo'llaniladi. Mexanizm sintezining geometrik qismi texnologik jarayonni bajarish paytida va ta'mirlash-profilaktika ishlari paytida minimal va maksimal o'qlararo masofalarni hisobga olgan holda bajarilgan. Mexanizm sintezining kinematik va dinamik qismlari KTRDUM uzatadigan burovchi momentga bog'liq holda, KTRDUM richagli konturi richaklari orasidagi bosim burchaklari kabi dinamik omillarni hisobga olgan holda bajarilgan.

Kalit so'zlar: sintez, kombinatsiyalashgan, tishli-richagli, mexanizm, bosim burchagi, differensial, ishchi val.

Abdulkarimov A., Rakhmonov Kh.N. Synthesis of combined gear-lever differential transmission mechanisms

Abstract. This work concerns the development of a method for synthesizing combined gear-lever differential transmission mechanisms (CGLTM). The method is demonstrated using a single CGLDTD modification as an example. This paper examines a combined gear-lever differential transmission mechanism consisting of gear-lever and chain components. The lever scheme of the CGLDTD consists of a four-link lever or a crank-slider mechanism. This transmission mechanism can be used in process machines with variable center distances on large-diameter working shafts. Rolling machines with variable center distances are widely used in industries such as mining, agriculture, tanneries, metallurgy, and others. These rolling machines have a variety of transmission mechanisms between the working shafts. These mechanisms are used to transmit rotary motion from one working shaft to another. The geometric design of the mechanism is based on the minimum and maximum center distances during the process and during maintenance. The kinematic and dynamic design is based on the torque transmitted by the CGLDTD, taking into account dynamic factors such as the pressure angles between the VCDRM lever links.

Keywords: synthesis, combined, gear-lever, mechanism, pressure angle, differential, working shaft.

СОДЕРЖАНИЕ

К.С.Султанов, М.М.Мирсаидов, А.Нуьмонов, З.Уразмухамедова. Напряженное состояние Кызылсайской грунтовой плиты под действием статических нагрузок	3
М.К.Усаров, Д.К.Шамсиев, Ф.А.Усанов. Продольные колебания многоэтажного здания с пространственным фундаментом на основе континуальной пластинчатой пространственной модели	11
З.Сирожидинов, Х.А.Гуломова. Вероятностно-статистический анализ результатов испытаний прочности бетона.....	21
К.Мамасолиев, Э.А.Исмоилов. Математическое моделирование продольно-радиальных колебаний трансверсально-изотропных цилиндрических оболочек, нестационарно взаимодействующих с внутренней вязкой жидкостью.....	30
Ш.И.Норматов. Определение минимального коэффициента устойчивости откосов грунтовых плотин методом кругло-цилиндрической поверхности скольжения с применением автоматизированного алгоритма нахождения центра окружности.....	38
А.Э.Кудратов. Устойчивость упругого стержня с гасителями колебаний при поперечных колебаниях.....	47
Ф.А.Усанов. Оценка напряженно-деформированного состояния пластины под действием касательных нагрузок на основе бимоментной теории.....	54
Б.Х.Хужаёров, Ж.Р.Туйгунов. Задача аномальной фильтрации жидкости в кусочно-неоднородной пористой среде.....	60
С.Худайкулов, Ж.Каниев, А.Абдувахобов. многофазные волны при взаимодействии дисперсных смесей с турбулентными потоками и их применение.....	71
М.Е.Мадалиев. Численный анализ 3d крыла Onera M6 на основе моделей турбулентности SA и SST.....	76
Д.С. Яхшибаев. Динамика перемешивания стратифицированных потоков туямуянского водохранилища.....	82
Т.Р.Пулатов, Ж.А.Умрзоков. Математическое моделирование движения жидкости в гидроаккумуляторе гидрорекуперационной тормозной системы.....	86
Г.А.Юсупходжаева, Д.С.Бекчанова. Технология по производству смесовой пряжи из вторичных отходов натурального шелка.....	91
Ш.Т.Равутов. Обоснование параметров зубчатого привода хлопкоуборочного аппарата, оснащенного малогабаритными эллиптическими барабанами	96
О.С. Норкузиев. Расчетный анализ процесса съема хлопка со шпинделей хлопкоуборочных машин.....	103
Л.Э.Турсунбоев. Определение сил реакции опор прижимного устройства шлифовальной машины.....	110
Абдукаримов А., Рахмонов Х.Н. Синтез комбинированных зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов.....	117
Д.М.Мухаммадиев, Х.А.Ахмедов, Б.Х.Примов, О.Х.Абзоиров. Экспериментальное исследование привода пильного волоконотделителя с семяотводящим устройством.....	130

MUNDARIJA

K.S.Sultanov, M.M.Mirsaidov, A.Nu'monov, Z.Urazmuhamedova. Qizilsoy gruntli to'g'onining statik kuchlar ta'sirida kuchlanishini baholash.....	3
M.K.Usarov, F.A.Usanov, D.K.Shamsiyev. Kontinual plastinali fazoviy model asosida fazoviy poydevorga ega ko'p qavatli binoning bo'ylama tebranishlari	11
Z.Sirojiddinov, X.A.Gulomova. Beton mustahkamligi sinovlari natijalarining ehtimollik-statistik tahlili.....	21
K.Mamasoliyev, E.A.Ismoilov. Ichki qovushoq suyuqlik bilan o'zaro nostatsionar ta'sirlashuvchi transversal-izotrop silindrik qobiqning bo'ylama-radial tebranishlarini matematik modellashtirish	30
Sh.I. Normatov. Aylana markazini avtomatlashtirilgan aniqlash algoritmini qo'llab, gruntli to'g'on qiyaliklari ustuvorligini minimal ustuvorlik koeffitsiyentini doiraviy-silindrik siljish sirti usuli bilan aniqlash	38
A.E. Kudratov. Dinamik so'ndirgichlar o'rnatilgan elastik sterjenning ko'ndalang tebranishlari ustuvorligi.....	47
F.A. Usanov. Bimoment nazariyasi asosida urinma yuklar ta'siridagi plastinaning kuchlanganlik-deformatsiyalanganlik holatini baholash.....	54
B.Xujayorov, J.R.Tuyg'unov. Bo'lakli bir jinsli bo'lmagan g'ovak muhitda suyuqliklarning anomal sizish masalasi.....	60
S.Xudayqulov, J.Kaniev, A.Abdurahobov. Dispers aralashmalar turbulent oqimlar bilan o'zaro ta'sirlashganda ko'p fazali to'lqinlar va ularning qo'llanilishi.....	71
M.E. Madaliyev. SA va SST turbulent modeli asosida Onera M6 3D qanotining sonli tahlili	76
D.S. Yaxshiboyev Tuyamuyun suv omboridagi qatlamli oqimlar dinamika aralashishi.....	82
J.A.Umrzoqov, T.R. Pulatov. Hidroreperativ tormoz tizimidagi gidroakkumulyator ichidagi suyuqlik harakatini matematik modellashtirish	86
G.A. Yusupxodjayeva, D.S.Bekchanova. Tabiiy ipakning ikkilamchi chiqindilaridan aralash yigirilgan ip ishlab chiqarish texnologiyasi	91
Sh.T. Ravutov. Kichik gabaritli elliptik barabanlar bilan jihozlangan paxta terish apparati tishli yuritmasi parametrlarini asoslash ...	96
O.S.Norqo'ziyev. Paxta terim mashinalarining shpindel yuzasidagi paxta o'ramidan tozalash jarayonining hisobiy tahlili.....	103
L.E. Tursunboyev. Jilvirlash mashinasi uzatuvchi qurilmasining tayanchlaridagi reaksiya kuchlarini tadqiq qilish.....	110
A.Abdukarimov, X.N. Raxmonov. Kombinatsiyalangan tishli-richagli differensial uzatish mexanizmlarini sintez qilish.....	117
D.M.Muhammadiyev, H.A.Axmedov, B.X.Primov, O.X. Abzoirov. Chigiti chiqaruvchi qurilmali arrali tola ajratgich harakat uzatish tizimining eksperimental tadqiqoti.....	130